

机 械 原 理

(讲 义)

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编

101

高 等 教 育 出 版 社



机 械 原 理

(讲 义)

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编



高等教育出版社

本书是西北工业大学机械类专业“机械原理”课程用的讲义，是在1958年教学改革的基础上根据该校重新修订的教学大纲编写的。虽然新大纲保留了1956年部颁高等工业学校机械类专业“机械原理”统一大纲的基本章节，但在内容安排上和具体叙述上都作了比较大的改进。

本讲义内容分为两大部分：第一部分是机械力学，包括机构组成的基本知识、机械中的摩擦、平面机构运动学、平面机构动态静力学、机组运转的调节及机械的平衡；第二部分是机构学，包括凸轮机构及其设计、齿轮机构及其设计、轮系及其设计、连杆机构及其设计、间歇机构及其他机构。上册包括绪论及第一部分，共七章；下册为第二部分，共六章。

本书可用作高等工业学校机械类专业的教材或非机械类专业的参考书，并可供机械设计人员参考。

机械原理 (讲义)

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编

高等教育出版社出版 北京宣武门内承恩寺7号

(北京市书刊出版业营业许可证出字第054号)

京华印书局印装 新华书店发行

统一书号 15010·832 开本 850×1168¹/₃₂ 印张 10⁴/₁₆
字数 241,000 印数 0001—7000 定价 (7) 1.40
1959年11月第1版 1959年11月北京第1次印刷

下冊目錄

第八章 凸輪機構及其設計	200
§ 8-1 概述	209
§ 8-2 凸輪機構的類型	211
§ 8-3 凸輪機構的力分析	215
§ 8-4 從動件的常用運動規律	218
§ 8-5 凸輪的最小尺寸	224
§ 8-6 按照給定的從動件運動規律設計凸輪輪廓曲線	234
§ 8-7 凸輪機構的運動分析	244
§ 8-8 凸輪製造概述	248
§ 8-9 轉子從動件圓弧凸輪	251
§ 8-10 平底從動件圓弧凸輪	259
習題	264
第九章 齒輪機構及其設計	268
I 齒輪傳動的基本知識	268
§ 9-1 概述	268
§ 9-2 齒輪機構的分類	269
§ 9-3 齒廓嚙合的基本定律	274
§ 9-4 漸開線及其性質	276
§ 9-5 漸開線齒廓的定傳動比傳動	280
§ 9-6 標準齒輪各部分的名稱及其基本尺寸	282
§ 9-7 漸開線齒輪正確嚙合的條件	288
§ 9-8 標準漸開線齒輪的嚙合傳動	290
§ 9-9 任意半徑上的齒厚	299
II 漸開線齒輪傳動的質量指標	300
§ 9-10 漸開線齒輪連續傳動的條件及其重合度	300
§ 9-11 滑動係數	308
§ 9-12 比壓係數	315
III 齒輪製造	320
§ 9-13 齒輪製造的基本原理及方法	320

§ 9-14 渐开綫齿廓的根切現象	329
§ 9-15 标准齿輪不发生根切現象的最少齿数	332
IV 移距修正齿輪	336
§ 9-16 以标准齿条刀具制造任意齿数的齿輪而无根切現象的方法。最小移距系数	336
§ 9-17 修正齿輪的无側隙嚙合方程式及分度圓分离系数方程式	340
§ 9-18 等移距修正齿輪傳动	343
§ 9-19 不等移距修正齿輪傳动	346
§ 9-20 修正齿輪在机械中的应用	354
V 斜齿圆柱齿輪傳动	361
§ 9-21 斜齿圆柱齿輪概述	361
§ 9-22 斜齿圆柱齿輪的周节、模数及压力角	363
§ 9-23 斜齿圆柱齿輪傳动的重合度	365
§ 9-24 斜齿圆柱齿輪的当量齿数(又称选刀齿数或誘导齿数)	367
§ 9-25 斜齿圆柱齿輪的正确嚙合条件	368
§ 9-26 斜齿圆柱齿輪的齿頂系数、齿根系数、徑隙系数及移距系数	369
§ 9-27 用齿条刀具切削斜齿圆柱齿輪时的最少齿数与最小移距系数	370
§ 9-28 斜齿圆柱齿輪的优缺点。人字齿輪	371
VI 相錯軸之間的齿輪傳动机构	375
§ 9-29 螺旋齿輪傳动	376
§ 9-30 蜗輪蜗杆傳动	379
VII 相交軸之間的齿輪傳动机构	390
§ 9-31 圓錐齿輪概述	390
§ 9-32 圓錐齿輪的齿廓曲綫	391
§ 9-33 圓錐齿輪的背錐(輔助圓錐)及当量齿数	394
§ 9-34 圓錐齿輪的标准尺寸及其修正	397
§ 9-35 圓錐齿輪的制造	399
§ 9-36 圓弧錐齿輪	400
VIII 摆綫齿輪与針輪的基本知識	403
§ 9-37 摆綫齿輪	403
§ 9-38 針輪	408
IX 新型齿輪——諾維可夫齿輪	409
§ 9-39 新型齿輪	409
习題	429

第十章 輪系及其設計	424
§ 10-1 輪系的功用及其分类	434
§ 10-2 輪系的傳动比及其符号	438
§ 10-3 定軸輪系傳动比的計算	440
§ 10-4 我国古代发明的指南車与記里鼓車	443
§ 10-5 周轉輪系及其傳动比的計算	446
§ 10-6 混合輪系傳动比的計算	457
§ 10-7 定軸輪系的效率	458
§ 10-8 行星輪系的效率	461
§ 10-9 輪系設計	466
习题	476
第十一章 平面連杆机构及其設計	480
§ 11-1 概述	480
§ 11-2 四杆机构的基本型式及其条件	482
§ 11-3 四杆机构的派生型式	488
§ 11-4 四杆机构設計的基本問題	493
§ 11-5 平面四杆机构的設計	494
习题	501
第十二章 間歇傳动机构	504
§ 12-1 概述	504
§ 12-2 棘輪机构	504
§ 12-3 擒縱机构	508
§ 12-4 槽輪机构	509
§ 12-5 間歇齿輪及星輪机构	511
第十三章 其他机构	514
§ 13-1 概述	514
§ 13-2 变角傳动机构——万向鉸鏈	514
§ 13-3 螺旋机构	520
§ 13-4 反向机构	523
§ 13-5 自动控制或調节的机构和装置	525
主要参考书目	529

第八章 凸輪机构及其設計

§ 8-1 概述

在自动机械及自动控制装置中，常常需要在原动件作規則連續运动的过程中，从动件能够按照工作要求完成各式各样的复杂运动。这种要求在目前一般是利用凸輪机构来实现的。

如图 8-1 所示，为半自动車床上的凸輪进給机构。其凸輪为鑲有凸輪片的圓柱体，当其轉动时，可以推动从动件而使工件进給或退出。

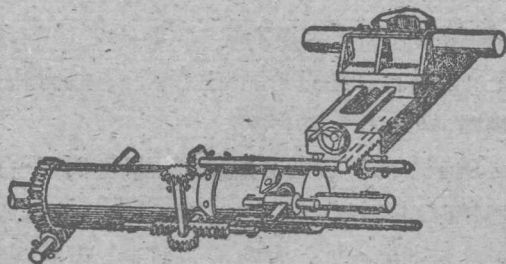


图 8-1

如图 8-2 所示，为飞机发动机中的凸輪机构。凸輪 1 装于原动軸上作等速連續的迴轉运动。由于凸輪 1 各处的半徑不同，故当其迴轉时，通过轉子 2 而使杠杆 3 发生間歇摆动，从而使气閥 4 开启或关闭(关闭是借彈簧的作用)，以控制进入气缸的可燃物质。至于气閥开启或关闭时间的久暫、开启或关闭时的速度及加速度的变化，則完全决定于凸輪 1 的輪廓曲綫的形状。

如图 8-3 所示，为粉碎机的凸輪机构。装于原动軸上的凸輪 1 作等速連續迴轉，凸輪的輪廓与杆 2 上的軸环底面接触。当凸輪轉

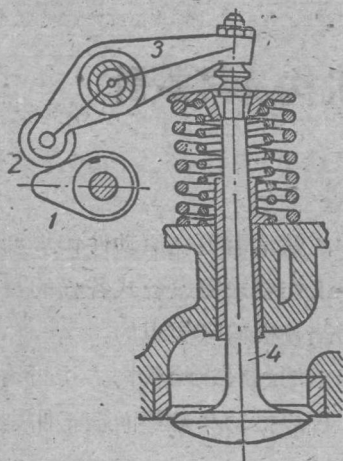


图 8-2

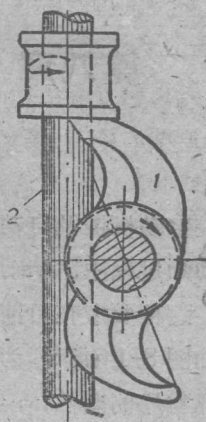


图 8-3

动时,由于凸輪輪廓各处的半徑不同,而使杆 2 上升;当凸輪与軸环脱离时,杆 2 因其自身的重量而突然落下,以达到捣碎的目的。当凸輪轉一周时,杆 2 上下冲击两次。

如图 8-4 所示,为縫紉机上拉綫的凸輪机构。当具有凹槽的圓柱凸輪 1 迴轉时,其凹槽的側面迫使导綫鈎 2 摆动,因而使綫上下运动。至于其运动的速度及加速度,則完全由凹槽的曲綫形状决定。

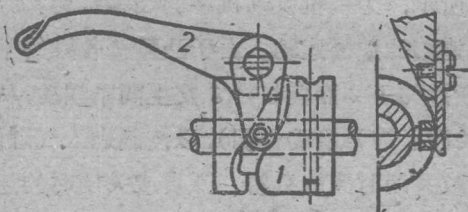


图 8-4

由上述各例可見,凸輪是一平板形状、圓柱体形状或其他形状的原动机件。它具有某种曲綫的輪廓或凹槽,因此当其运动时,可

以將機械中某部分的等速連續運動改變為另一部分的等速或不等速、連續或不連續的運動。

凸輪機構必須包括凸輪、從動件及機架三部分。凸輪的運動可以是連續的轉動、搖動或直線往復運動；而從動件的運動可能是連續的或間歇的往復直線運動或擺動。

凸輪機構的最大優點是只要選擇適當的凸輪輪廓，便可使其從動件得到任意的預期運動規律，而且機構比較簡單緊湊。其缺點是由於凸輪與從動件為高副接觸，故磨損較重。

凸輪機構的應用甚廣，尤其在各種具有自動裝置的機械中得到更為廣泛的應用。而且隨着生產的高度機械化與自動化，凸輪機構的應用將日益占有更重要的地位。

關於凸輪機構的研究，可歸納為以下三個基本方面：

- (1) 按照指定的從動件運動規律來設計出凸輪的輪廓曲綫；
- (2) 按照設計出的輪廓曲綫製造出凸輪；
- (3) 對已有的凸輪機構進行其運動分析及動力分析。

本章將着重研究第(1)方面的問題，而第(2)、(3)方面將略加提及。

§ 8-2 凸輪机构的类型

凸輪機構的應用極為廣泛，其類型也至為繁伙，通常其分類方法有下列幾種。

(1) 就凸輪的形狀而論，大致可分為下列三類：

a) 平板凸輪——繞固定軸迴轉的平板凸輪，是凸輪機構的最基本型式，如圖 8-5 所示。這種凸輪是一具有變化半徑的盤形構件，故

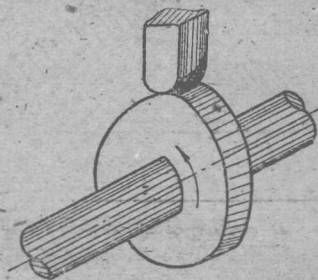


圖 8-5

又称为**盘形凸輪**。其从动件在垂直于凸輪軸的平面内运动。前述飞机发动机中的凸輪及粉碎机中的凸輪即属此类。

平板凸輪又有外接(如图8-5所示)及内接(如图8-6所示)

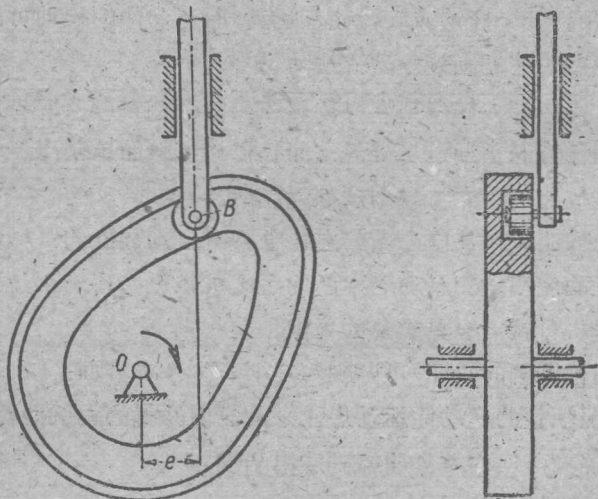


图8-6

之分。外接凸輪从动件在回程^①中多半靠彈簧的力量及其本身的重力而运动,因此其运动不够确定;而内接凸輪則由于从动件的推程及回程均完全由凸輪控制,故无此种现象。但内接凸輪的尺寸

較大,且制造較为困难,故实际上較少应用。

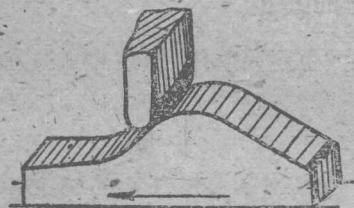


图8-7

又如圖8-7所示的**移动凸輪**,可視為迴轉軸在无穷远处的平板凸輪的特例。在这种凸輪机构中,凸輪作直綫往复运动;或凸

① 从动件在凸輪的作用下由其动程始点位置被推至动程終点位置的过程,称为从动件的**推程**;反之,从动件由其动程終点位置返回其始点位置的过程,称为从动件的**回程**。

輪固定而从动件除沿导路运动外尚相对于凸輪作直綫往复运动。这种凸輪机构在工程实际中应用亦多。

b) 圓柱凸輪——將移动凸輪繞成圓柱体,即成为圓柱凸輪(如图8-8所示)。这种凸輪在自动机床中得到广泛的应用,如上述半自动車床进給机构中的凸輪及縫紉机导綫机构的凸輪,即为圓柱凸輪。由于圓柱凸輪可以展成平面,故其原理与移动凸輪完全相同。

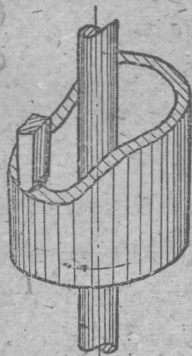


图 8-8

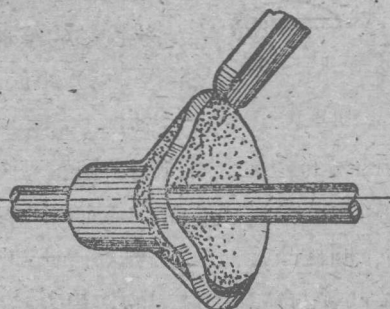


图 8-9

c) 圓錐凸輪——將平板凸輪的扇形部分卷成一圓錐体,即成为圓錐凸輪(如图8-9所示)。圓錐凸輪实际上是由圓錐体的曲面构成的。由于它可以展成平板凸輪,故其原理与平板凸輪相同。

由于平板凸輪与其从动件之間的相对运动为平面运动,而圓柱凸輪和圓錐凸輪与其从动件之間的相对运动为空間运动,故前者属于平面凸輪机构,而后者属于空間凸輪机构。

(2) 就从动件的形状而論,大致亦可分为以下三类:

a) 尖端从动件凸輪机构——尖端从动件是最简单的从动件(如图8-10, a 及 b 所示)。其优点是不論凸輪为何种曲綫,都能与凸輪輪廓上的所有点接触,从而保証所需的运动;但由于其与凸輪在理論上是点接触,因而压力集中,且其与凸輪輪廓表面之間是速純滑动,故极易磨損。所以这种从动件仅用于作用力不大及凸輪

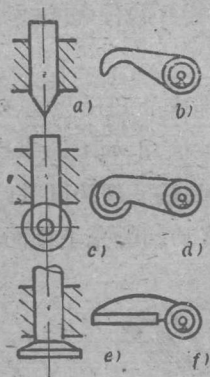


图 8-10

度較低的場合。

b) 轉子從動件凸輪机构——为了克服上述尖端从动件的缺点, 在从动件的尖端装一轉子, 即成为轉子从动件 (如图 8-10, c 及 d 所示)。此为最常应用的从动件型式。由于轉子与从动件之間一般为面接触的傳动, 而轉子与凸輪輪廓表面之間为綫接触的滚动, 所以磨損很小。

c) 平底從動件凸輪机构——此种从动件 (如图 8-10, e 及 f 所示) 用其上一平

面与凸輪的輪廓表面接触。显然, 此种从动件仅能应用于輪廓外凸的平板凸輪机构, 而不能应用于有凹陷輪廓的平板凸輪及移动凸輪、圓柱凸輪、圓錐凸輪等。此种从动件的优点是: 当不考虑摩擦时, 凸輪与从动件之間的作用力始終与从动件的平底垂直, 傳遞效率較大。高速的机械中多用之。

各种从动件的运动可以是往复直綫运动或摆动。作往复直綫运动的从动件, 当其动路通过凸輪的迴轉軸时, 称为对心直动从动件; 否則便称为偏置直动从动件。

后面将要讲到: 在設計凸輪时, 就是要根据所需的从动件的运动規律来設計凸輪应具有的輪廓曲綫。但是除了尖端从动件之外, 对于轉子从动件、平底从动件或其他形状从动件而言, 当从动件运动到某一位置时, 究竟凸輪輪廓是与从动件的轉子或平底上的哪一点接触, 事前是不得而知的。因此, 直接进行凸輪实际应有輪廓曲綫的设计是不可能的。在此情况下, 通常是先将这类从动件视为以轉子的軸心或平底的中点为尖端的尖端从动件来进行凸輪設計 (当从动件运动至某一位置时轉子的軸心或平底的中点的位置是确定的), 这样求得的凸輪輪廓曲綫称为凸輪的理論曲綫

(以凸輪迴轉軸為圓心，且以到理論曲線上最短的矢徑為半徑作圓，這稱為凸輪的基圓)。理論曲線求得後，再作出轉子或平底，求得凸輪的實際應具有的輪廓曲線，這稱為凸輪的工作曲線。顯然，對於尖端從動件凸輪機構來說，凸輪的理論曲線亦即其工作曲線。如上所述，尖端從動件凸輪機構設計實為凸輪設計的基础。

此外，尚有一種所謂反凸輪機構（如圖 8-11 所示）。此種凸輪機構的特點是其從動件上具有根據其運動規律所設計的曲線凹槽。由圖顯然可見，當原動件 1 等速轉動時，從動件 2 由於凹槽影響將按預期的運動規律作上下往復運動。

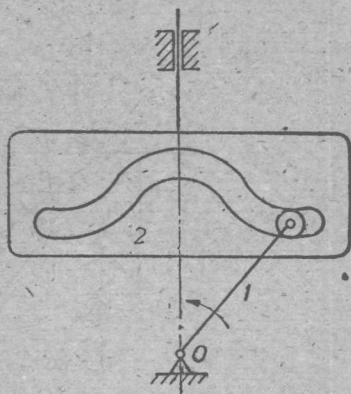


圖 8-11

§ 8-3 凸輪机构的力分析

如前所述，凸輪設計為本章的主要內容；而凸輪的設計不僅從運動方面要求凸輪輪廓能使其從動件實現預期的運動規律，而且還要求其在傳動時受力情況較為良好，也就是要求其轉轉情況良好。因此，首先有必要對凸輪機構的受力情況加以分析。

另一方面，凸輪機構的受力分析也是其強度設計的必要步驟之一。只有對凸輪機構中的作用力進行了分析之後，才能進一步確定凸輪機構最合理的尺寸，從而得到輕便價廉的機構。

圖 8-12, a 所示為凸輪機構在推程中的受力情況。圖中 Q 為從動件所受的載荷（包括其重量和慣性力）； P 為凸輪對從動件的作用力； R 為導路對從動件的總反力； φ_1, φ_2 分別為凸輪、導路與從動件之間的摩擦角；而 α 為壓力角。

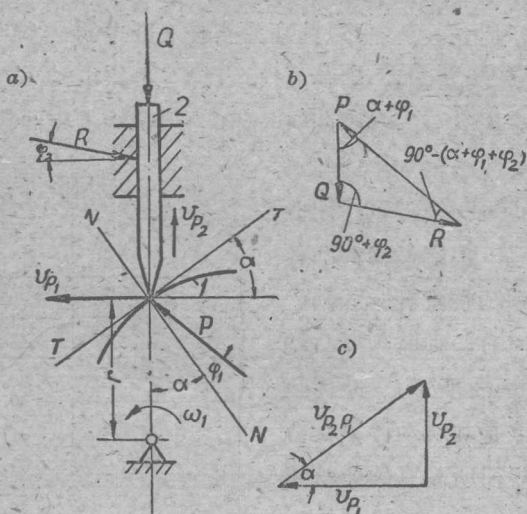


图 8-12

根据平衡条件, P, Q, R 三力应构成一封闭三角形, 如图 8-12, b 所示。按正弦定律得

$$\frac{P}{Q} = \frac{\sin(90^\circ + \varphi_2)}{\sin[90^\circ - (\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)]}$$

或
$$\frac{P}{Q} = \frac{\cos \varphi_2}{\cos(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)} \quad (8-1)$$

根据上式, 如已知载荷 Q , 即可求得作用力 P 。又若 $\alpha + \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$, 则 $P = \infty$, 此时机构将发生自锁或引起机构的破坏。又由上式亦可看出: 如载荷 Q 和摩擦角 $\varphi_1 + \varphi_2$ 为一定, 则压力角 α 的增大亦必引起作用力的增大。故设计凸輪时, 为了避免过大的 P 力作用, 压力角 α 不宜过大。

但压力角 α 不仅关系到凸輪机构中的作用力, 而且与凸輪的尺寸也有直接关系。如图 c) 所示, 设 v_{P_1} 为凸輪上 P 点的速度, v_{P_2} 为从动件上 P 点的速度 (亦即从动件的速度), v_{P_2, P_1} 为从动件在接触点处对于凸輪的相对速度 (其方向沿切綫 TT), 于是由图可得

$$v_{P_2} = v_{P_1} \operatorname{tg} \alpha.$$

但因

$$v_{P_1} = \omega_1 r,$$

故得

$$v_{P_2} = \omega_1 r \operatorname{tg} \alpha,$$

亦即

$$r = \frac{v_{P_2}}{\omega_1 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (8-2)$$

由(8-2)式可知: 如压力角 α 减小, 則必須使半徑 r 增大。因此, 为了避免使凸輪的尺寸过大, 压力角 α 亦不宜过小。

又如图8-13所示, 摆动从动件与凸輪在 P 点接触, 从动件尖端的速度 v_{P_2} 及凸輪上 P 点的速度 v_{P_1} 在接触点公法綫 NN 上的分速度应相等, 即

$$v_{P_2} \cos \alpha = v_{P_1} \cos [90^\circ - (\alpha + \theta)] = v_{P_1} \sin (\alpha + \theta).$$

但因

$$v_{P_2} = \omega_2 l; \quad v_{P_1} = \omega_1 r,$$

故得

$$\omega_2 l \cos \alpha = \omega_1 r \sin (\alpha + \theta)$$

或

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{\cos \alpha}{\sin (\alpha + \theta)} l. \quad (8-3)$$

由(8-3)式可見, 与直动从动件凸輪一样, 压力角 α 愈大, 凸輪的半徑 r 就愈小。

基于以上所述, 为了既可避免凸輪机构中的作用力失之过大, 又能使凸輪的尺寸在許可范围内尽可能减小, 因此根据工程实践的經驗, 对于压力角的最大許用值 $[\alpha]$ 推荐以下数据:

(1) 对直动从动件, 取 $[\alpha] \leq 30^\circ$;

(2) 对摆动从动件, 取 $[\alpha] \leq 45^\circ$ 。

上列数据是指凸輪机构的工作行程^①而言。对于凸輪机构的

^① 工作行程是指从动件所联机构参与工作的过程; 空行程是指其脱离工作的过程。在一般机械中, 推程多为工作行程, 而回程多为空行程。

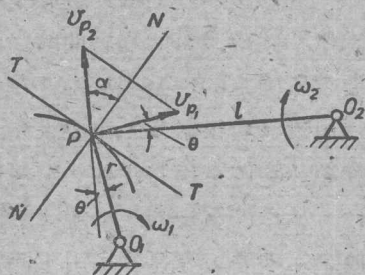


图8-13

空行程, 由于从动件所受的載荷很小, 同时又希望从动件得到較大的速度(v_p), 以节省時間, 故压力角可取大些(推荐 $[\alpha] \leq 70^\circ$)。

§ 8-4 从动件的常用运动規律

如前所述, 凸輪設計的主要任务就是根据从动件的运动規律, 求出凸輪应具有的輪廓曲綫。而从动件动程的大小, 是由其工作要求所确定的。至于从动件在其动程各个阶段中的运动規律, 則須由設計者根据其工作要求和条件来加以选择。所以現在有必要介紹从动件常用的几种运动規律。

从动件常用的运动規律有等速运动, 等加速等减速运动以及簡諧运动等。等速者多用于低速凸輪机构的工作行程, 而后两者則用于空行程以及高速凸輪机构的工作行程。現將这几种运动規律分別詳述于后。

(1) 等速运动

設分別以从动件的位移 s , 速度 v 及加速度 a 为纵坐标, 而以時間 t 或凸輪的轉角 δ 为横坐标, 作 s, v 及 a 的綫图(如图 8-14 所示), 則因速度 v 为常数, 故在速度綫图中代表推程与回程时从动件速度的曲綫为平行于横軸的两段直綫(如图 8-14, b 所示), 在位移綫图中代表推程与回程时从动件位移的曲綫为两条斜直綫(如图 8-14, a 所示)。又因从动件在推程和回程的两个行程中其加速度均为零, 故其綫图必与横軸重合(如图 8-14, c 所示); 但因在运动开始的 A 点, 速度由零突升为 v_0 , 在 B 点由 $+v_0$ 突变为 $-v_0$, 而在 C 点又由 $-v_0$ 突然恢复为零, 故在 A, B 及 C 三点加速度在理論上均为无穷大, 故均将产生极大的慣性力, 从而引起所謂剛性冲击, 以致影响机构的工作。为了避免此种剛性冲击的发生, 須將凸輪曲綫加以修正, 亦即將从动件的位移綫图加以修正。通常在其位移綫图的 A', B' 两端(如图 8-14, a 所示)改用某种过渡曲綫(如

圆弧或抛物线等),使从动件的速度在零与 v_0 之间逐渐地变化过去,从而减轻惯性力所引起的冲击。

如图 8-15 所示,为以圆弧为过渡曲线的情形。其作法通常先以从动件的行程 h 和图中与其对应的凸轮转角 δ_0 成比例的横坐标 AB 为两边作一矩形,并作该矩形的对角线 DB 。再以 DB 之半为直径作两半圆,然后分别以 D 及 B 为圆心以 h 为半径作弧与两个半圆交于 A_1 及 B_1 两点。联 A_1B_1 直线,于是从动件在推程的位移线图就成为由圆弧 AA_1 , 直线 A_1B_1 和圆弧 B_1B' 所组成的了。

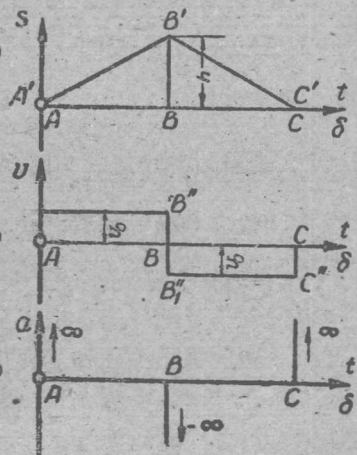


图 8-14

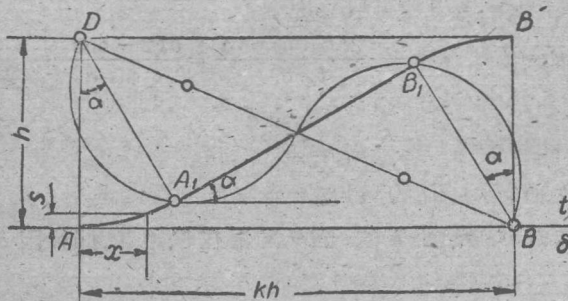


图 8-15

在直线 A_1B_1 部分,其速度仍为常数;而在圆弧部分,其速度与加速度均为变数,其变化情况可分析如下。

如图 8-15 所示,设与凸轮任意转角 δ 成比例的横坐标为 x ,而与凸轮转角 δ_0 成同一比例的横坐标 $AB = kh$,则得